



**TUGAS AKHIR - TM 095502**

**ANALISIS PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS  
PADA VARIASI BEBAN YANG BERBEDA DI PLTGU BLOK  
GT 1.3 PT. PJB UP GRESIK.**

**RAHMAT IKHRAHMADANI**  
**NRP 2113 030 051**

**Dosen Pembimbing 1**  
**Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT. PhD.**

**Dosen Pembimbing 2**  
**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III**  
**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2016**



**FINAL PROJECT - TM 095502**

**COMPARATIVE ANALYSIS OF GAS TURBINE  
PERFORMANCE WITH DIFFERENT LOAD VARIATION  
AT PLTGU BLOCK GT 1.3 PT. PJB UP GRESIK.**

**RAHMAT IKHRAHMADANI**  
NRP 2113 030 051

**COUNSELOR LECTURER 1**  
Dedy Zulhidayat Noor, ST., MT. PhD.

**COUNSELOR LECTURER 2**  
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.

Diplome III Program  
Mechanical Engineering Departement  
Faculty Of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
Surabaya 2016

**ANALISIS PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN  
GAS PADA VARIASI BEBAN YANG BERBEDA DI  
PLTGU BLOK GT 1.3 PT. PJB UP GRESIK**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma III  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Tekonologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

**Oleh:**

**Rahmat Ikhrahmadani**

NRP. 2113 030 051

Menyetujui,

Dosen Pembimbing I



Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD  
NIP. 19751206 200501 1 002

Dosen Pembimbing II



Ir. Joko Sarsetiyanto, MT  
NIP. 19610602 198701 1 001

**SURABAYA**

**Juni 2016**

# **ANALISIS PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS PADA VARIASI BEBAN YANG BERBEDA DI PLTGU BLOK GT 1.3 PT. PJB UP GRESIK**

**Nama Mahasiswa** : Rahmat Ikhrachmadani  
**NRP** : 2113 030 051  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

## **Abstrak**

*Pada unit pembangkitan listrik tenaga gas dan uap atau yang biasa dikenal dengan nama PLTGU sering mengalami perubahan beban sesuai dengan kebutuhan listrik yang diminta. Perubahan beban kerja pembangkitpun juga akan mempengaruhi efisiensi dari pembangkit. Efisiensi yang berbeda disetiap beban kerja akan berdampak pada perbandingan biaya produksi dan jumlah produksi yang dihasilkan. Dengan mengetahui efisiensi pada tiap beban maka hal ini akan berguna sebagai rekomendasi dalam memilih beban kerja dengan efisiensi paling baik.*

*Dari hasil proses perhitungan properties pada masing-masing titik disiklus turbin gas blok GT 1.3. PLTGU PT. PJB UP Gresik. Selanjutnya akan dihitung performa turbin gas lalu membandingkan performa turbin dengan tiga variasi beban yang berbeda. Performa turbin yang akan dihitung antara lain adalah daya kompresor, daya turbin, daya bersih, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi siklus.*

*Setelah dilakukan perhitungan, dapat disimpulkan bahwa beban operasi paling baik terdapat pada beban kerja maksimum. Dengan SFC sebesar 0,21 kg/kWh dan efisiensi sebesar 36,6%. Nilai ini akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya.*

*Kata Kunci : Efisiensi, Variasi beban, Performa, Turbin gas.*

# **COMPARATIVE ANALYSIS OF GAS TURBINE PERFORMANCE WITH DIFFERENT LOAD VARIATION AT PLTGU BLOCK GT 1.3 PT. PJB UP GRESIK.**

**Nama Mahasiswa** : Rahmat Ikhtahmadani  
**NRP** : 2113 030 051  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

## **Abstract**

*In the power generation unit of gas and steam (PLTGU), workload usually changes accordance with the requested of amount of electricity. The workload changing also will give impact to the efficiency of the plant. The different of efficiencies on each workload will impact to the comparison between production costs and production quantities. By knowing the efficiency at each workload, this project will be useful as a recommendation in selecting workload with the best efficiency.*

*From the result of the properties at each point in cycled gas turbine GT 1.3 at PT. PJB UP Gresik. Next is calculating the performance then comparing the performance with three different load variations. The performance of turbine will be consist of work of compressor, work of turbine, net work, SFC, efficiency of compressor, efficiency of turbine, and efficiency of cycle.*

*After calculation process, we can conclude that the best workload is found on the maximum workload. With SFC value is 0,21 kg/kWh and the efficiency value is 36,6%. This value will have impact on the production costs which the most-effective compared with other workloads.*

**Keywords:** *efficiency, load variation, performance of gas turbines, gas turbines.*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
TITLE PAGE .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK .....	iv
ABSTRACT .....	v
KATA PENGANTAR .....	vi
DAFTAR ISI .....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xii

### BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Permasalahan .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	2
1.5 Metode Penulisan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
1.7 Manfaat .....	4

### BAB II DASAR TEORI

2.1. Turbin Gas dan Komponennya.....	7
2.1.1 Pengertian Turbin Gas.....	7
2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas .....	9
2.1.3 Turbin yang digunakan pada PLTGU.....	13
2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas.....	14
2.1.5 Komponen Penunjang Turbin Gas .....	23
2.2 Siklus pada Turbin Gas .....	25
2.2.1 Siklus Ericson .....	25

2.2.2 Siklus Stirling.....	26
2.2.3 Siklus Brayton.....	26
2.3 Air Fuel Ratio, Spesific Fuel Consumption, dan Effisiensi .....	30
2.3.1 Air Fuel Ratio.....	30
2.3.2 Spesific Fuel Consumption .....	30
2.3.3 Effisiensi .....	31
2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas .....	31
2.5 Maintenance Turbin Gas .....	32

### BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir .....	35
3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	37
3.2.1 Observasi Lapangan .....	37
3.2.2 Studi Literature.....	37
3.2.3 Perumusan Masalah.....	37
3.2.4 Pengumpulan Data .....	38
3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties .....	38
3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas .....	38
3.2.7 Pengeplotan pada Grafik dan Analisa.....	38
3.2.8 Penyusunan Buku Laporan.....	38

### BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

4.1 Data Hasil Pengamatan .....	39
4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik dengan variasi beban berbeda. ....	39
4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik .....	39
4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas .....	45
4.2.3 Perhitungan Properties dan Prforma Turbin Gas dengan Variasi Beban dalam Bentuk Tabel .....	51

4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik dengan variasi beban berbeda. ....	51
4.3.1 Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih pada tiap Beban.....	52
4.3.2 Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC (Specific Fuel Consumption) pada tiap Beban.....	53
4.3.3 Perbandingan Efisiensi pada tiap Beban.....	54

## BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan .....	57
5.2 Saran .....	57

DAFTAR PUSTAKA .....	xii
----------------------	-----

## LAMPIRAN

## BIODATA PENULIS



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin Gas.....	7
Gambar 2.2 Turbin Aksi dan Turbin Reaksi.....	8
Gambar 2.3 Turbin Gas Berporos Tunggal.....	11
Gambar 2.4 Turbin Gas Berporos Ganda.....	12
Gambar 2.5 Turbin Gas Axial.....	13
Gambar 2.6 Turbin Gas Radial.....	13
Gambar 2.7 Komponen Turbin Gas.....	14
Gambar 2.8 Combustion Chamber.....	19
Gambar 2.9 Exhaust Frame.....	22
Gambar 2.10 Exhaust Diffuser.....	23
Gambar 2.11 Simple Gas Turbine.....	26
Gambar 2.12 Siklus pada Turbin Gas.....	27
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih.....	52
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC.....	53
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Efisiensi pada Tiap Beban.....	54

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 4.1 Data Operasi sesudah TI GT 1.3.....	40
Tabel 4.2 Data Operasi sesudah TI GT 1.3 (Konversi).....	41
Tabel 4.3 Data Properties Natural Gas dan Udara.....	46

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

Pada masa modern seperti sekarang, kebutuhan listrik menjadi kebutuhan yang sangat penting bagi manusia dan kebutuhan tersebut semakin bertambah dari waktu ke waktu. Pembangunan pembangkit listrik terus dilakukan oleh beberapa negara termasuk Indonesia. Indonesia saat ini melaksanakan program percepatan pembangunan pembangkit listrik sebesar 35.000 MW dengan mendirikan beberapa pembangkit listrik, terutama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) berbahan bakar gas.

PLTGU dengan bahan bakar gas kini sedang dikembangkan di berbagai wilayah karena bahan bakar gas lebih ekonomis dan berbagai kelebihan lainnya. Pada PLTGU terdapat berbagai macam komponen utama yaitu kompresor, turbin, combustor, dan generator. Jika komponen-komponen tersebut digunakan secara terus menerus, maka akan mempengaruhi keandalan (performa) dan umur pakainya (lifetime). Hal ini akan berpengaruh langsung terhadap efisiensi pembangkit. Jika efisiensi pembangkit rendah maka perbandingan biaya operasional tidak sebanding dengan jumlah produksinya.

Kebutuhan listrik dapat berubah-ubah tiap waktunya sehingga juga mempengaruhi permintaan jumlah listrik oleh konsumen. Oleh karena itu, PLTGU sering mengalami perubahan beban produksi untuk menyesuaikan jumlah produksi dengan permintaan konsumen. Dalam merespon perubahan beban, maka secara otomatis suplai bahan bakar, suplai udara pembakaran, serta gas buangnya akan berubah. Perubahan beban kerja pembangkitpun juga akan mempengaruhi efisiensi dari pembangkit.

Dengan mengetahui efisiensi pada tiap beban maka dapat diketahui pada beban berapakah efisiensi PLTGU semakin tinggi. Hal ini akan berguna nantinya sebagai rekomendasi beban operasi yang paling bagus. Dari latar belakang tersebut maka penulis selanjutnya akan melakukan analisis termodinamika untuk

mengetahui perbandingan performa PLTGU dengan variasi beban berbeda-beda di PLTGU Blok GT 1.3 PJB UP GRESIK

## **1.2 Permasalahan**

Permintaan kebutuhan listrik konsumen dapat berubah-ubah dari waktu ke waktu. Hal tersebut mempengaruhi jumlah produksi listrik yang dihasilkan oleh pembangkit. Untuk merubah jumlah produksi listrik tersebut, beban produksi harus berubah dengan merubah suplai bahan bakar dan suplai udara.

Beban kerja yang berubah-ubah juga mempengaruhi efisiensi kerja dari pembangkit. Efisiensi dari siklus, turbin dan kompresor berbeda-beda disetiap beban kerjanya. Untuk itu penulis akan mencari beban kerja yang memiliki efisiensi tertinggi. Selanjutnya nanti, hasil dari penelitian ini dapat menjadi rekomendasi dalam memilih beban kerja dengan efisiensi paling baik.

## **1.3 Batasan Masalah**

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Perhitungan kerja dan efisiensi, menggunakan data kerja dari PT. PJB UP Gresik
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari gas turbin 1.3 dengan beban 50 MW, 100 MW, dan beban maksimal
3. Data yang diambil merupakan data beban setelah inspeksi turbin.
4. Perhitungan kerja siklus brayton didasarkan pada analisis termodinamika dengan menggunakan beberapa asumsi.

## **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini yaitu untuk mengetahui beban kerja pembangkit yang memiliki efisiensi paling tinggi. Beban tersebut merupakan beban yang paling baik sebab hasil produksinya lebih tinggi dengan menekan biaya-biaya yang dikeluarkan. Sehingga dapat digunakan sebagai rekomendasi beban dalam melakukan proses produksi.

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini ditinjau dari latar belakang dan rumusan masalah adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perbandingan efisiensi turbin gas di PLGU UP Gresik khususnya di Blok 1.3 PT.PJB UP Gresik pada beban operasi yang bervariasi.
2. Mengetahui perbandingan *spesifik fuel consumption* turbin gas di PLGU UP Gresik khususnya di Blok 1.3 PT.PJB UP Gresik antar beban operasi yang bervariasi.

### **1.5 Metode Penulisan**

Metode penulisan pada tugas akhir Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas Sebelum dan Sesudah *Turbine Inspection* Dengan Variasi Beban di PLTGU Blok GT 3.2 dan GT 3.3 PT. PJB UP Gresik adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur  
Studi literatur sebagai bahan persiapan untuk menganalisis sistem. Studi literatur berkaitan dengan analisis perhitungan termodinamika dan unjuk kerja
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing  
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi/responsi dengan dosen pembimbing.
3. Observasi Data  
Melakukan observasi data – data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTGU blok GT. 1.3 UP Gresik.
4. Analisa data  
Menghitung efisiensi dan mengetahui proses perawatan, dengan menggunakan buku-buku pedoman dan data data.
5. Membuat Kesimpulan  
Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir dapat mengambil kesimpulan tentang hasil dari analisa tersebut.

## 1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

### BAB I PENDAHULUAN

Latar belakang penulisan, permasalahan, batasan masalah, tujuan penulisan, dan sistematika penulisan.

### BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja PLTGU, komponen-komponen PLTGU, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

### BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

### BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan kapasitas, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

### BAB V PENUTUP

Berisikan kesimpulan dan saran. .

### LAMPIRAN

## 1.7 Manfaat

Berdasarkan uraian tentang efisiensi kerja Turbin Gas, maka penulisan Tugas Akhir ini diharapkan bermanfaat bagi :

#### 1. Perusahaan.

Dari analisa ini diharapkan adanya suatu hasil yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan, sebagai informasi dalam operasional, khususnya mengenai beban kerja turbin gas dengan efisiensi tertinggi.

#### 2. Penulis.

Hasil penulisan Tugas Akhir ini diharapkan dapat berguna dan memberi masukan untuk menambah pengalaman dan pengetahuan tentang perhitungan kinerja Turbin Gas

3. Pihak lain

Dapat dijadikan masukan dan informasi bagi pihak lain mengenai kinerja Turbin Gas

*halaman ini sengaja dikosongkan*



## BAB II

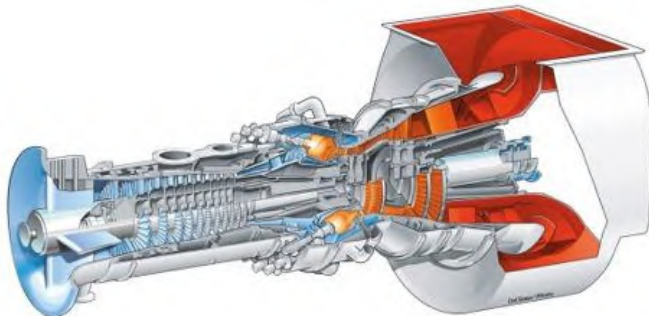
### DASAR TEORI

#### 2.1. Turbin Gas dan Komponennya

##### 2.1.1 Pengertian Turbin Gas

Turbin adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis, fluida kerjanya dapat berupa air, udara panas ataupun uap air (steam).

Sedangkan turbin gas adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang mempergunakan gas panas yang dihasilkan dalam ruang bakar. Prinsip dasar pengoperasian turbin ini adalah merubah energi kinetis yang berupa kecepatan aliran udara panas menjadi energi mekanis yang berupa putaran turbin sehingga menghasilkan daya.



**Gambar 2.1** Turbin Gas

(sumber : Gas Turbine SGT-700,

[http://www.energy.siemens.com/nl/pool/hq/power-generation/gas-turbines/SGT-700/images/SGT-700\\_Schnittzeichnung.jpg](http://www.energy.siemens.com/nl/pool/hq/power-generation/gas-turbines/SGT-700/images/SGT-700_Schnittzeichnung.jpg))

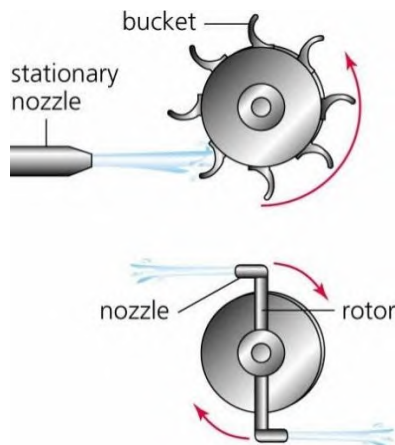
Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban. Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompressor, ruang bakar dan turbin gas.

Oleh sebab itu didalam sistem turbin gas terjadi tiga proses pokok untuk memproduksi energi yaitu :

1. Proses penekanan/pemampatan udara (kompresi)
2. Proses pembakaran udara - bahan bakar
3. Proses ekspansi gas hasil pembakaran.

Mesin turbin yang paling sederhana terdiri dari sebuah bagian yang berputar disebut rotor, yang terdiri atas sebuah poros/shaft dengan sudu-sudu atau blade yang terpasang disekelilingnya. Rotor tersebut berputar akibat dari tumbukan aliran fluida atau berputar sebagai reaksi dari aliran fluida tersebut.

Oleh karena itulah turbin terbagi atas 2 jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi. Rotor pada turbin impuls berputar akibat tumbukan fluida bertekanan yang diarahkan oleh nozzle kepada rotor tersebut, sedangkan rotor turbin reaksi berputar akibat dari tekanan fluida itu sendiri yang keluar dari ujung sudu melalui nozzle. Untuk lebih jelasnya dapat kita amati pada gambar di bawah ini.



**Gambar 2.2** Turbin Aksi dan Turbin Reaksi

(sumber : Onni, Macam-macam Turbin, <http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2011/08/20110803-042533.jpg>)

### 1. Turbin Aksi

Turbin ini merubah arah dari aliran fluida berkecepatan tinggi menghasilkan putaran impuls dari turbin dan penurunan energi kinetik dari aliran fluida. Tidak ada perubahan tekanan yang terjadi pada fluida, penurunan tekanan terjadi di nozzle.

### 2. Turbin Reaksi

Turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan atau massa gas atau fluida. Tekanan dari fluida berubah pada saat melewati sudu rotor. Pada turbin jenis ini diperlukan semacam sudu pada casing untuk mengontrol fluida kerja seperti yang bekerja pada turbin tipe multistage atau turbin ini harus terendam penuh pada fluida kerja.

## 2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

Sistem turbin gas dapat di klasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

- Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan siklusnya
- Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan konstruksi porosnya
- Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan alirannya

### A. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

#### 1. Siklus Terbuka (Opened Cycle)

Pada sistem turbin gas siklus terbuka dimana fluida kerja (udara) dikompresikan dari udara bebas, kemudian mengalami proses pembakaran diruang bakar, berekspansi di Turbin dan akhirnya keluar lagi ke udara bebas walaupun terbentuk gas sisa pembakaran atau dengan kata lain sistem ini terbuka terhadap udara bebas. gambar berikut adalah skema siklus terbuka.

#### 2. Siklus Tertutup (Closed Cycle)

Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas bekas yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke

kompressor untuk di kompresikan kembal, tetapi sebelum mendekati kompressor gas bekas tersebut mengalami pendinginan hingga temperatur awal memasuki kompressor pada sebuah alat penukar kalor (APK).

### **3. Siklus Kombinasi (Combination Cycle)**

Siklus kombinasi ini sangat memperhatikan efisiensi dan penghematan energi yang berasal dari gas buang yang merupakan kerugian besar apabila gas buang dengan temperatur yang makin tinggi keluar dari turbin gas namun tidak dimanfaatkan, bahkan dibuang ke udara bebas.

Ada beberapa jenis siklus kombinasi ini, antara lain :

- Siklus sistem regeneratif
- Siklus Reheat
- Siklus gabungan turbin gas dan turbin uap.

- **Siklus Sistem Regeneratif**

Pada turbin dengan sistem regeneratif atau sistem penambahan panas pada udara yang keluar dari kompresor ini terjadi dengan memanfaatkan gas bekas keluaran turbin yang masih bertemperatur tinggi dengan penempatan alat penukar kalor diantara kompresor dan ruang bakar, sehingga pada alat penukar kalor ini terjadi pelepasan panas dari gas bekas dan penyerapan panas oleh udara keluar kompresor. Tujuan siklus ini adalah untuk meningkatkan temperatur udara yang masuk ke ruang bakar, sehingga efisiensi thermal dan efisiensi bahan bakar dapat tercapai.

- **Siklus Sistem Reheat**

Pada sistem turbin gas jenis ini, sistem menggunakan dua tingkat turbin gas yaitu :

1. Turbin gas tekanan tinggi (HP Turbine)
2. Turbin tekanan rendah (LP Turbine)

Reheat ditempatkan antara turbin tekanan tinggi (HP Turbine) dan turbin tekanan rendah (LP Turbine), alat ini berfungsi memanaskan kembali gas bekas yang

keluar dari HP turbine sebelum diekspansikan pada LP Turbine.

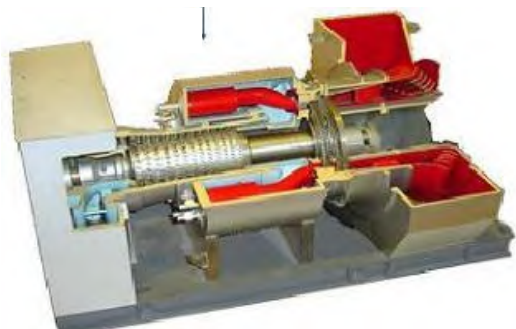
- **Siklus Sistem Gabungan Turbin Gas dan Turbin Uap**

Siklus ini biasanya disebut dengan combine cycle, yaitu suatu sistem pembangkit tenaga gas dan tenaga uap. Panas yang dilepas dari pembangkit turbin gas dimanfaatkan oleh sistem pembangkit tenaga uap, temperatur yang keluar dari sistem turbin gas masih relatif tinggi dan dialirkan ke Heat Recovery Steam Generator (HRSG) sehingga menghasilkan uap yang siap digunakan untuk menggerakkan turbin

Tujuan dari penggabungan kedua siklus ini untuk menaikkan efisiensi termis sistem pembangkit dengan cara memanfaatkan panas yang berguna, dan pada akhirnya efisiensi siklus gabungan ini jauh lebih tinggi bila dibandingkan terhadap efisiensi sistem pembangkit jika digunakan secara terpisah

## **B. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya**

### **1. Turbin Gas Berporos Tunggal ( Single Shaft )**



**Gambar 2.3** Turbin Gas Berporos Tunggal

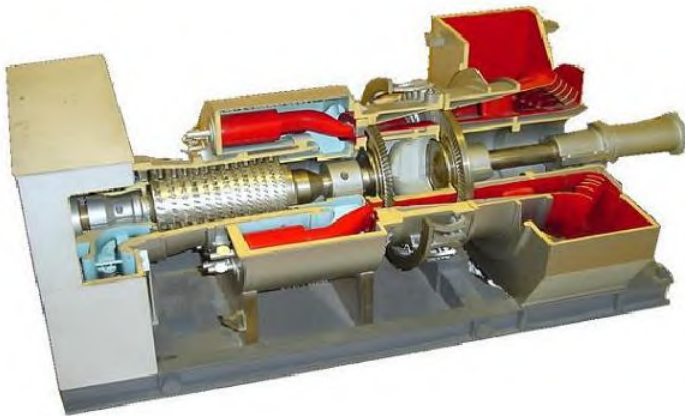
(sumber : Gas Turbine Driven Generator,

<http://blogs.itb.ac.id/el2244k0112211057rianedicahyanto/2013/04/27/gas-turbin-driven-generator/>)

Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdiri dari beberapa komponen utama turbin gas, seperti sudu turbin dan sudu kompresor. Jenis ini banyak digunakan untuk pembangkit listrik maupun industri, karena digunakan pada daya beban torsi yang konstan.

## 2. Turbin Gas Berporos Ganda ( Multy Shaft )

Turbin jenis ini merupakan turbin gas yang terdiri dari turbin bertekanan tinggi dan turbin bertekanan rendah, dimana turbin gas ini digunakan untuk menggerakkan beban yang berubah seperti kompresor pada unit. Turbin gas ini menggunakan poros ganda atau lebih dan biasanya digunakan untuk beban torsi yang tinggi ataupun bervariasi.

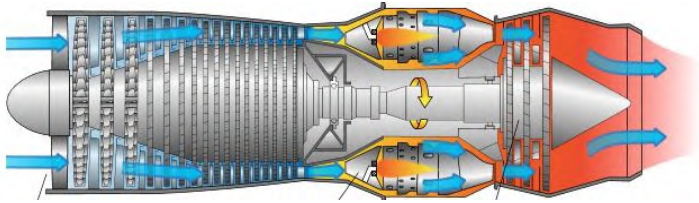


**Gambar 2.4** Turbin Gas Berporos Ganda  
(sumber : Gas Turbine Driven Generator,  
<http://blogs.itb.ac.id/el2244k0112211057rianedicaHYanto/2013/04/27/gas-turbin-driven-generator/>)

## C. Klasifikasi Turbin Gas Menurut Arah Alirannya

### 1. Turbin Axial

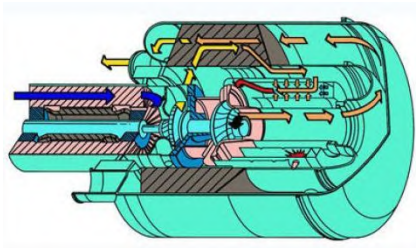
Disebut turbin axial karena arah aliran fluida kerjanya sejajar dengan poros turbin.



**Gambar 2.5 Turbin Gas Axial**  
(sumber: Rev 4,, Hal 2)

## 2. Turbin Radial

Disebut turbin radial karena arah aliran gas (fluida kerja) menyalang poros turbin atau dalam arah tegak lurus terhadap poros turbin.



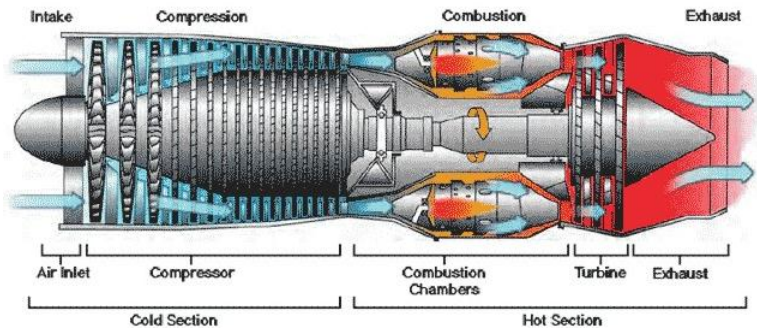
**Gambar 2.6 Turbin Gas Radial**  
(sumber : Gas Turbine Driven Generator,  
<http://blogs.itb.ac.id/el2244k0112211057rianedicahyanto/2013/04/27/gas-turbin-driven-generator/>)

### 2.1.3 Turbin yang digunakan pada PLTGU

Turbin yang digunakan pada PLTGU TG 1.3 adalah sebagai berikut:

- Type : MW 701 D, *Axial Flow Reaction*
- Designed : Mitsubishi Heavy Industries (MHI Japan)
- Putaran : 3000 rpm
- Jumlah Tingkat : 4
- Ruang Bakar : *Canular Type*
- Jumlah Ruang Bakar : 18
- Compressor : *Axial Flow Type*
- Jumlah Tingkat : 19

## 2.1.4 Komponen Utama Turbin Gas



**Gambar 2.7** Komponen Turbin Gas  
(sumber : Rev 4,, Hal 2)

### 1. Air Inlet Section

Berfungsi untuk menyaring kotoran dan debu yang terbawa dalam udara sebelum masuk ke kompresor. Bagian ini terdiri dari:

- *Air Inlet Housing*, merupakan tempat udara masuk dimana didalamnya terdapat peralatan pembersih udara.
- *Inertia Separator*, berfungsi untuk membersihkan debu - debu atau partikel yang terbawa bersama udara masuk.
- *Pre - Filler*, merupakan penyaringan udara awal yang dipasang pada inlet house.
- *Main Filter*, merupakan penyaring utama yang terdapat pada bagian dalam inlet house, udara yang telah melewati penyaringan ini masuk kedalam kompresor aksial.
- *Inlet Bellmouth*, berfungsi untuk membagi udara agar merata pada saat memasuki ruang kompresor.
- *Inlet Guide Vane*, merupakan blade yang berfungsi sebagai pengatur jumlah udara yang masuk agar sesuai dengan yang diperlukan.



## 2. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan mengkompresikannya sehingga pada tekanan tertentu. Selain untuk pemanfaatan udara bertekanan juga digunakan untuk pendinginan suhu turbin gas, yaitu:

- Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal banyak dipakai pada turbin gas yang relatif berukuran kecil. Kompresor sentrifugal ini terdiri dari infeler yang tersimpan dalam suatu rumah yang berisi diffuser, seperti yang terlihat pada gambar dibawah. Udara disedot kedalam pusat infeler yang berputar dengan cepat. Kemudian disalurkan pada tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi pada diffuser stasioner. Penurunan kecepatan udara dan energi kinetik mengakibatkan kenaikan tekanan melalui infeler yang lebih dari dua tingkat pada turbin gas.

Infeler sentrifugal mempunyai pemasukan udara tunggal atau ganda. Kompresor yang menggunakan pemasukan udara ganda berfungsi untuk menaikkan kapasitas aliran.

- Kompresor Aliran Aksial

Kompresor ini dinamakan kompresor aksial karena udara mengalir paralel terhadap sumbu rotor. Selama kompresi melalui satu susunan yang terdiri dari beberapa tingkat. Tiap tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang terpasang pada rumah kompresor. Sebagai perbandingan dengan kompresor sentrifugal, kompresor aliran aksial bisa mencapai 15 tingkat untuk menghasilkan tekanan operasi yang diinginkan.

Sebagaimana kompresor aliran sentrifugal, sebagian energi kinematik yang hilang pada udara oleh sudu gerak diimbangi dengan kenaikan tekanan pada sudu tetap. Stator juga berfungsi untuk mengarahkan aliran ke tingkat rotor berikutnya pada sudut yang optimum. Perhatikan gambar dibawah, memperlihatkan aliran udara yang semakin sempit sepanjang kompresor. hal ini diperlukan untuk menjaga kecepatan saat kerapatan udara makin tinggi.

### Prinsip Kerja Kompresor

Kompresor yang biasanya dipakai pada turbin gas adalah kompresor axial dan kompresor sentrifugal. Pada kompresor axial, bentuk dari sudu-sudu rotor mendekati bentuk dari airfoils. Secara global kompresor bekerja dengan cara menghisap udara kemudian mendorong udara ini ke sudu tetap. Pada sudu tetap ini, bentuknya menyerupai bentuk dari difusor. Difusor ini berfungsi untuk memperbesar tekanan dan menurunkan kecepatan dari udara.

### 3. Ruang Bakar

Pada bagian ini terjadi proses pembakaran antara bahan bakar dengan fluida kerja yang berupa udara bertekanan tinggi dan bersuhu tinggi. Hasil pembakaran ini berupa energi panas yang diubah menjadi energi kinetik dengan mengarahkan udara panas tersebut ke transition pieces yang juga berfungsi sebagai nozzle. Fungsi dari keseluruhan sistem adalah untuk mensuplai energy panas ke siklus turbin. Pada instalasi ruang bakar dapat terdiri dari beberapa bagian, diantaranya adalah:

- Ruang Bakar Pembakaran (combustion chamber)

Merupakan tempat terjadinya seluruh proses pembakaran. fungsinya sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar udara yang masuk.

- Tabung api silang (cross fire tube)

Merupakan penghubung antara can dan juga bagian combustion liner. Fungsinya adalah untuk meratakan nyala api pada semua combustion chamber.

Cross fire tube berfungsi untuk menghubungkan semua combustion chamber. Tabung ini digunakan untuk mengirimkan pengapian dari satu combustion liners ke yang berikutnya selama start up.

- Ruang Bakar Utama (Combustion Liner)

Merupakan komponen yang terdapat didalam combustion chamber, yang berfungsi sebagai tempat dimana bahan bakar dan udara dicampur dan juga merupakan tempat berlangsungnya pembakaran. Bagian ini memiliki sirip - sirip sebagai saluran masuknya udara kedalam combustion chamber dan juga berfungsi untuk mendinginkan combustion liner ini sendiri.

Combustion liners didesain dengan satu seri lubang dan louvers yang ditempatkan didalam chambers. Digunakan untuk mencampurkan bahan udara dari kompresor dan bahan bakar dari nozel yang membakar campuran ini.

- Pelindung Ruang Bakar (combustion chamber cover)

Merupakan komponen penutup bagian combustion chamber, pada bagian ini juga berfungsi sebagai tempat dudukan nozzle.

- Pematik nyala api ( spark plug/ignitor)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk memercikkan bunga api kedalam combustion chamber sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar. Spark plugs ini didesain sedemikian rupa (sehingga menggunakan pegas) sehingga timbul pembakaran pada waktu spark plug akan keluar dari zona pembakaran.

Spark plugs terdapat pada bagian samping combustion chamber dan masuk ke combustion liners. Spark plugs berfungsi untuk menyulut campuran bahan bakar dan udara pada saat turbin gas star up. Pembakaran akan terus terjadi selama suplai bahan bakar dan udara terus berlangsung. Spark plugs terpasang pada sebuah pegas setelah proses pembakaran terjadi, tekanan yang dihasilkan meningkat dan akan memaksa plugs naik menuju casing dan mengeluarkan gas panas.

- Pendeteksi nyala api (flame detector)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk mendeteksi proses pembakaran yang terjadi sudah merata diseluruh ruang bakar.

- Nozzle dan selang bahan bakar

Merupakan komponen yang berfungsi untuk menyempotkan bahan bakar gas kedalam combustion liner dan bercampur dengan udara. Sedangkan pigtails (gas fuel line) adalah pipa yang menghubungkan saluran bahan bakar gas dengan fuel nozzle.

Fuel nozzle terdapat pada ujung combustion chamber dan masuk ke combustion liners. Fungsi dari fuel nozzle ini adalah untuk mengabutkan bahan bakar dan mengarahkannya ke reaction zone pada ruang bakar.

- Bagian transisi (transition pieces)

Merupakan komponen yang digunakan untuk mengarahkan udara yang dengan kecepatan tinggi yang dihasilkan combustion section. Pada transition pieces ini terjadi penurunan temperatur sehingga dicapai temperatur udara yang diinginkan sebelum udara tersebut masuk ke dalam nozzle tingkat pertama. Transition piece juga berfungsi sebagai nozzle, bila dilihat dari konstruksinya seperti saluran yang ujungnya berbentuk konvergen.

Transition piece terdapat antara combustion liners dan first stage nozzle. Alat ini digunakan untuk mengarahkan udara panas yang dihasilkan pada combustion section ke first stage nozzle.

Combustion chamber yang ada disusun kosentris mengelilingi aksial flow kompresor dan disambungkan dengan keluaran kompresor udara dari aksial flow kompresor yang dialirkan langsung ke masing - masing camber. Zona pembakaran pada combustion chamber ada tiga yaitu :

### 1. Zona Utama (primary zone)

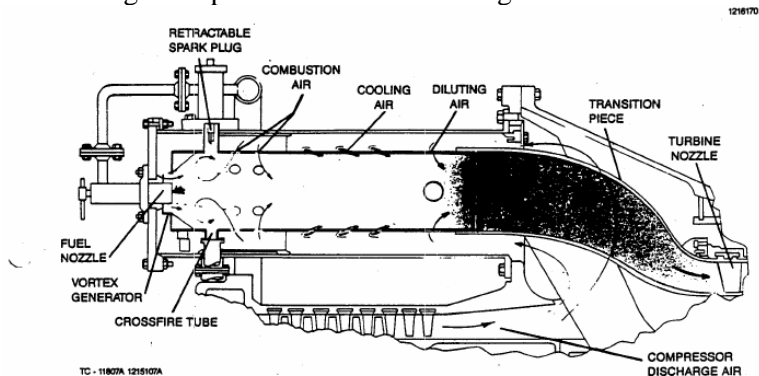
Primary zone merupakan daerah dimana udara berdifusi dengan udara dari kompresor untuk membentuk campuran udara dan bahan bakar yang siap terbakar, juga dimana tempat bahan bakar di sulut oleh spark Plug.

### 2. Zona kedua (secondary zone)

Secondary zone adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada primary zone.

### 3. Zona reduksi temperatur (dilution zone)

Dilution zone merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk first stage nozzle.



**Gambar 2.8** Combustion Chamber  
(sumber : Rev 4, Hal 11)

### Prinsip Kerja Combuster

Dari kompresor, udara bertekanan dibawa ke ruang bakar (combuster). Di ruang bakar, udara bertekanan dibakar bersama dengan fuel/bahan bakar. Bahan bakar yang umum dipakai dalam ruang bakar ini adalah gas alam (natural gas). Selain gas alam, bahan bakar yang biasa dipakai sebagai bahan bakar adalah fuel oil/minyak (dengan efisiensi tinggi).

Bahan bakar yang dibakar berfungsi untuk menaikkan temperatur. Combuster didesain untuk menghasilkan campuran, pengenceran dan pendinginan sehingga gas yang keluar dari ruang bakar merupakan temperatur rata-rata dari campuran. Panjang dari ruang bakar didesain dengan mempertimbangkan waktu dan tempat yang cukup untuk bahan bakar bisa terbakar sempurna dan memudahkan pemantik untuk membakar bahan bakar menjadi lebih mudah. Desain ruang bakar juga mempertimbangkan masalah residu pembakaran. Desain ruang bakar harus mempertimbangkan bagaimana mereduksi gas NOx.

#### 4. Turbin

Turbin section merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor aksial dan perlengkapan lainnya. Dari daya total yang dihasilkan kira-kira 60 % digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan.

Komponen-komponen pada turbin section adalah sebagai berikut :

1. *Turbin Rotor Case*
2. *First Stage Nozzle*, berfungsi untuk mengarahkan gas panas ke *first stage turbine wheel*.
3. *First Stage Turbine Wheel*, berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik dari aliran udara yang berkecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran rotor.
4. *Second Stage Nozzle dan Diafragma*, berfungsi untuk mengatur aliran gas panas ke *second stage turbine wheel*, sedangkan diafragma berfungsi untuk memisahkan kedua turbin wheel.
5. *Second Stage Turbine*, berfungsi untuk memanfaatkan energi kinetik yang masih cukup besar dari first stage turbine untuk menghasilkan kecepatan putar rotor yang lebih besar.

### Prinsip Kerja Turbin

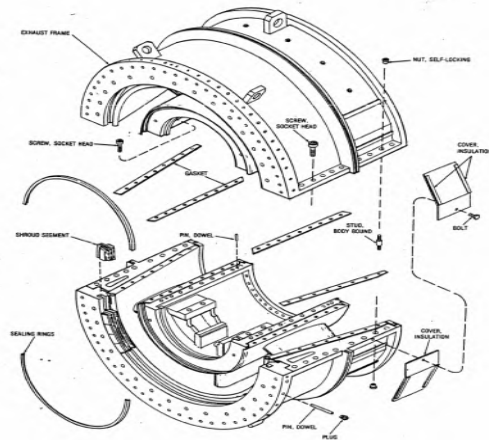
Pada turbin gas, *temperature and preassure drop*, dikonversi diubah menjadi energi mekanik. Konversi energi berlangsung dalam dua tahap. Pada bagian nosel, gas panas mengalami proses ekspansi. Hampir 2/3 dari kerja yang dibutuhkan dari siklus ini diperlukan untuk menggerakkan kompresor. Oleh karena itu, kerja output dari turbin, dipakai untuk menggerakkan poros penggerak beban, hanya mempresentasikan 1/3 dari kerja siklus.

Pada turbin, khususnya pada 1st stage, yang menggerakkan bucket dan disc, harus mampu menahan temperature yang cukup ekstrim (2200°F/1204°C). Temperatur yang sangat tinggi ini juga bercampur dengan kotoran/kontaminan dari udara dan bahan bakar sehingga sangat rawan terkena korosi. Kontaminasi ini sangat sulit untuk dikontrol, sehingga dibutuhkan bahan paduan/*alloys* dan proses *coating* yang cukup bagus untuk melindungi material dari korosi dan memaksimalkan umur dari komponen ini.

## 5. Exhaust Section

Exhaust section adalah bagian akhir turbin gas yang berfungsi sebagai saluran pembuangan gas panas sisa yang keluar dari turbin gas. Exhaust section terdiri dari beberapa bagian yaitu :

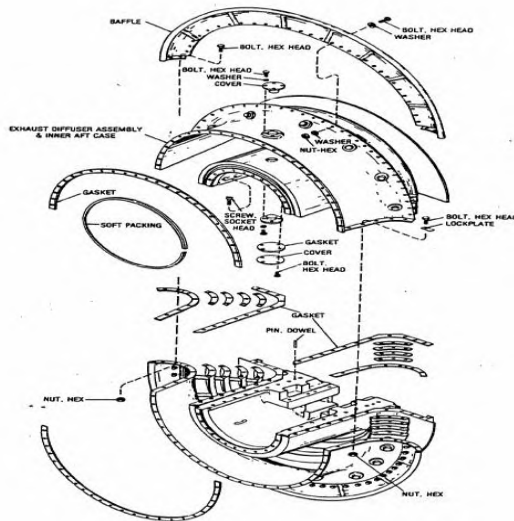
1. Exhaust Frame Assembly.
2. Exhaust Diffuser Assembly.



**Gambar 2.9** Exhaust Frame  
(sumber : Rev 4, Hal 12)

Exhaust gas keluar dari turbin gas melalui exhaust diffuser pada exhaust frame assembly, lalu mengalir ke exhaust plenum dan kemudian didifusikan dan dibuang ke atmosfer melalui exhaust stack, sebelum dibuang ke atmosfer gas panas sisa tersebut diukur dengan exhaust thermocouple dimana hasil pengukuran ini digunakan juga untuk data pengontrolan temperatur dan proteksi temperatur trip. Pada exhaust area terdapat 18 buah termokopel yaitu, 12 buah untuk temperatur kontrol dan 6 buah untuk temperatur trip.





**Gambar 2.10** Exhaust Diffuser  
(sumber : Rev 4, Hal 13)

## 2.1.5 Komponen Penunjang Turbin Gas

Ada beberapa komponen penunjang yaitu :

### 1. Starting Equipment

Berfungsi untuk melakukan start up sebelum turbin bekerja. Jenis-jenis starting equipment yang digunakan di unit-unit turbin gas pada umumnya adalah :

1. Diesel Engine, (PG -9001A/B)
2. Induction Motor, (PG-9001C/H dan KGT 4X01, 4X02 dan 4X03)
3. Gas Expansion Turbine (Starting Turbine)

### 2. Coupling dan Accessory Gear

Berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari poros yang bergerak ke poros yang akan digerakkan. Ada tiga jenis coupling yang digunakan, yaitu:

1. Jaw Cluth, menghubungkan starting turbine dengan accessory gear dan HP turbin rotor.
2. Accessory Gear Coupling, menghubungkan accessory gear dengan HP turbin rotor.
3. Load Coupling, menghubungkan LP turbin rotor dengan kompressor beban.

### **3. Fuel System**

Bahan bakar yang digunakan berasal dari fuel gas system dengan tekanan sekitar 15 kg/cm<sup>2</sup>. Fuel gas yang digunakan sebagai bahan bakar harus bebas dari cairan kondensat dan partikel-partikel padat. Untuk mendapatkan kondisi tersebut diatas maka sistem ini dilengkapi dengan knock out drum yang berfungsi untuk memisahkan cairan-cairan yang masih terdapat pada fuel gas.

### **4. Lube Oil System**

Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada setiap komponen sistem turbin gas. Lube oil disirkulasikan pada bagian-bagian utama turbin gas dan trush bearing juga untuk accessory gear dan yang lainnya. Lube oil system terdiri dari:

1. Oil Tank (Lube Oil Reservoir)
2. Oil Quantity
3. Pompa
4. Filter System
5. Valving System
6. Piping System
7. Instrumen untuk oil

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai lube oil guna keperluan lubrikasi, yaitu:

1. Main Lube Oil Pump, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh HP shaft pada gear box yang mengatur tekanan discharge lube oil.

2. Auxiliary Lube Oil Pump, merupakan pompa lube oil yang digerakkan oleh tenaga listrik, beroperasi apabila tekanan dari main pump turun.
3. Emergency Lube Oil Pump, merupakan pompa yang beroperasi jika kedua pompa diatas tidak mampu menyediakan lube oil.

## 5. Cooling System

Sistem pendingin yang digunakan pada turbin gas adalah air dan udara. Udara dipakai untuk mendinginkan berbagai komponen pada section dan bearing. Komponen-komponen utama dari cooling system adalah:

1. Off base Water Cooling Unit
2. Lube Oil Cooler
3. Main Cooling Water Pump
4. Temperatur Regulation Valve
5. Auxiliary Water Pump
6. Low Cooling Water Pressure Swich

## 2.2 Siklus pada Turbin Gas

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

### 2.2.1 Siklus Ericson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (reversible) yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (reversible isothermic) dan dua proses isobarik dapat balik (reversible isobaric). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$\eta_{th} = 1 - T_1/T_h$$

dimana :

$T_1$  = temperatur buang

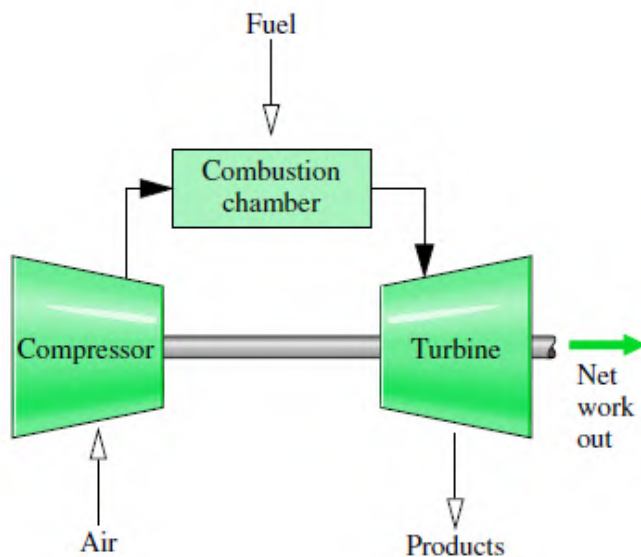
$T_h$  = temperatur panas

### 2.2.2 Siklus Stirling

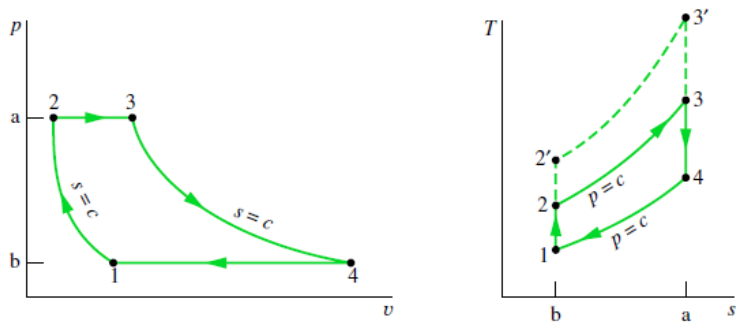
Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isoteris dapat balik (isothermal reversible) dengan volume tetap (isovolum). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

### 2.2.3 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau manufacturer dalam analisa untuk up-grading performance. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:



**Gambar 2.11** Simple Gas Turbine  
(sumber : Rev 6, Hal 389)



**Gambar 2.12** Siklus pada Turbin Gas  
(sumber : Rev 6, Hal 391)

- Proses 1 → 2, kompresi isentropik.

Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

Karena proses (1-2) merupakan proses isentropik, maka :

$$\frac{P_1^{k-1}}{T_1^k} = \frac{P_2^{1-k}}{T_2^k}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor, dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{\text{kompresor}} = \dot{m}_{\text{udara}}(h_2 + h_1)$$

- Proses 2 → 3, pembakaran isobarik

Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara ( $q_{in}$ ), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. Suatu bentuk sederhana dari persamaan tingkat keadaan gas ideal diperoleh apabila  $C_p$  konstan, dalam hal ini juga diketahui bahwa  $C_v$  juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}P_v &= RT \\u_2 &= C_v \times T_2 \\h_2 &= C_p \times T_2\end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada *gas turbine* tidak ada energi yang dibangkitkan. Kesetimbangan massa dan energi pada kondisi *steady state* turbin volume atur sebagai berikut

$$0 = Q_{cv} + \cancel{W} + \dot{m} \left[ h_{in} - h_{out} + \frac{(V_{in}^2 - V_{out}^2)}{2} \right] + [g(Z_{in} - Z_{out})]$$

Dengan  $Q_{cv}$  merupakan masukan  $Q$  yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan oleh bahan bakar  $Q$  yang dihasilkan bahan bakar didapat dari persamaan:

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = \frac{Q_{in}}{LHV_{\text{bahan bakar}}}$$

Jadi, dari persamaan di atas dapat diperoleh:

$$Q_{in} = LHV_{\text{bahan bakar}} \times \dot{m}_{\text{bahan bakar}}$$

- Proses 3 → 4, ekspansi isentropik.

Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin

yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik (baca artikel berikut). Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.

$$\frac{P_3^{k-1}}{T_3^k} = \frac{P_4^{k-1}}{T_4^k}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor,dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan bakar})(h_3 + h_4)$$

- Proses  $4 \rightarrow 1$ , pembuangan panas.

Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi.

$$P_v = RT$$

$$u_2 = C_v \times T_4$$

$$h_2 = C_p \times T_4$$

Pembuangan kalor pada tekanan konstan ( $P = c$ ).  
Kalor yang dilepas:

$$Q_{out} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan bakar})(h_4 - h_1)$$

## 2.3 Air Fuel Ratio, Spesific Fuel Consumption, dan Effisiensi

### 2.3.1 Air Fuel Ratio

Bahan Bakar ( natural gas ) yang hendak dimasukan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan bunga api dari spark plug. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya udara ( $O_2$ ), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau natural gas yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar sangat dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar. Perbandingan udara dan bahan bakar dinyatakan dalam bentuk volume atau berat dari bagian udara dan natural gas. Air Fuel Ratio adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar. Merupakan komposisi campuran natural gas dan udara. Misalkan AFR bernilai 14,7 artinya campuran terdiri dari 1 natural gas dan 14,7 udara biasa disebut Stoichiometry. Air fuel ratio dapat dicari menggunakan persamaan :

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}}$$

### 2.3.2 Spesific Fuel Consumption

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Di mesin piston, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/poros tenaga kuda. Dalam mesin turbin gas, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/dorongan. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum. Nilai SFC menurun dengan tinggi saat dalam kondisi suhu dingin.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar}}{W_{nett}}$$



### 2.3.3 Effisiensi

#### 1. Effisiensi Kompresor

$$\eta_{kompresor} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\%$$

#### 2. Effisiensi Turbin

$$\eta_{turbin} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\%$$

#### 3. Effisiensi Siklus

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

#### 4. Effisiensi Generator

$$\eta_{generator} = \frac{\text{Beban}}{\dot{W}_{netto}} \times 100 \%$$

### 2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistim turbine gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (compression) udara di hisap dan dimampatkan
2. Pembakaran (combustion) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.
3. Pemuaian (expansion) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (nozzle)
4. Pembuangan gas (exhaust) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal tetap terjadi kerugian-kerugian yang dapat menyebabkan turunny daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pad menurunnya performansi turbin gas itu sendiri. Kerugian-kerugia tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen sistem turbin gas. Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain:

- Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (pressure losses) di ruang bakar.
- Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
- Berubahnya nilai  $C_p$  dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja.
- Adanya mechanical loss, dsb.

Untuk memperkecil kerugian ini hal yang dapat kita lakukan antara lain dengan perawatan (maintenance) yang teratur atau dengan memodifikasi peralatan yang ada.

## 2.5 Maintenance Turbin Gas

Maintenance adalah perawatan untuk mencegah hal-hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan terlalu cepat terhadap semua peralatan di pabrik, baik yang sedang beroperasi maupun yang berfungsi sebagai suku cadang. Kerusakan yang timbul biasanya terjadi karena keausan dan ketuaan akibat pengoperasian yang terus-menerus, dan juga akibat langkah pengoperasian yang salah.

Maintenance pada turbine gas selalu tergantung dari faktor-faktor operasional dengan kondisi yang berbeda disetiap wilayah, karena operasional turbine gas sangat tergantung dari kondisi daerah operasional. Semua pabrik pembuat turbine gas telah menetapkan suatu ketetapan yang aman dalam pengoperasian sehingga turbine selalu dalam batas kondisi aman dan tepat waktu untuk melakukan maintenance.

Faktor-faktor penyebab kerusakan diantaranya adalah :

- Design dan material
- Pengoperasian
- Pemeliharaan
- Kondisi lingkungan

Program pemeliharaan yang berhasil selain akan memperlambat terjadinya kerusakan, juga akan dapat meningkatkan kemampuan dari peralatan/instalasi yang dipelihara.

Efisiensi Turbin Gas sangat mempengaruhi daya mampu unit PLTG. Oleh karenanya stop berkala (periodic shut-down) akan hilangnya kesempatan produksi yang tidak direncanakan terlebih dahulu dan mungkin juga akan berarti suatu kondisi yang berbahaya. Stop terencana (scheduled shut-down) harus dikoordinasikan dengan unit pembangkit lainnya sehingga tidak terjadi kekurangan cadangan unit pembangkit. Turbin Gas memerlukan Periodic Inspection, perbaikan dan penggantian parts-nya.

Secara umum maintenance dapat dibagi dalam beberapa bagian, diantaranya adalah:

#### 1. Preventive Maintenance

Preventive maintenance adalah suatu kegiatan perawatan yang direncanakan baik itu secara rutin maupun periodik, karena apabila perawatan dilakukan tepat pada waktunya akan mengurangi down time dari peralatan. Preventive maintenance dibagi menjadi:

- Running Maintenance, adalah suatu kegiatan perawatan yang dilakukan hanya bertujuan untuk memperbaiki equipment yang rusak saja dalam satu unit. Unit produksi tetap melakukan kegiatan.
- Turning Around Maintenance, adalah perawatan terhadap peralatan yang sengaja dihentikan pengoperasiannya.

#### 2. Repair Maintenance

Repair Maintenance merupakan perawatan yang dilakukan terhadap peralatan yang tidak kritis, atau disebut juga peralatan-peralatan yang tidak mengganggu jalannya operasi.

#### 3. Predictive Maintenance

Predictive Maintenance merupakan kegiatan monitor, menguji, dan mengukur peralatan-peralatan yang beroperasi dengan menentukan perubahan yang terjadi pada bagian utama, apakah peralatan tersebut berjalan dengan normal atau tidak.

#### 4. Corrective Maintenance

Corrective Maintenance adalah perawatan yang dilakukan dengan memperbaiki perubahan kecil yang terjadi dalam disain, serta menambahkan komponen-komponen yang sesuai dan juga menambahkan material-material yang cocok.

#### 5. Break Down Maintenance.

Kegiatan perawatan yang dilakukan setelah terjadi kerusakan atau kelainan pada peralatan sehingga tidak dapat berfungsi seperti biasanya.

#### 6. Modification Maintenance.

Pekerjaan yang berhubungan dengan disain suatu peralatan atau unit. Modifikasi bertujuan menambah kehandalan peralatan atau menambah tingkat produksi dan kualitas pekerjaan.

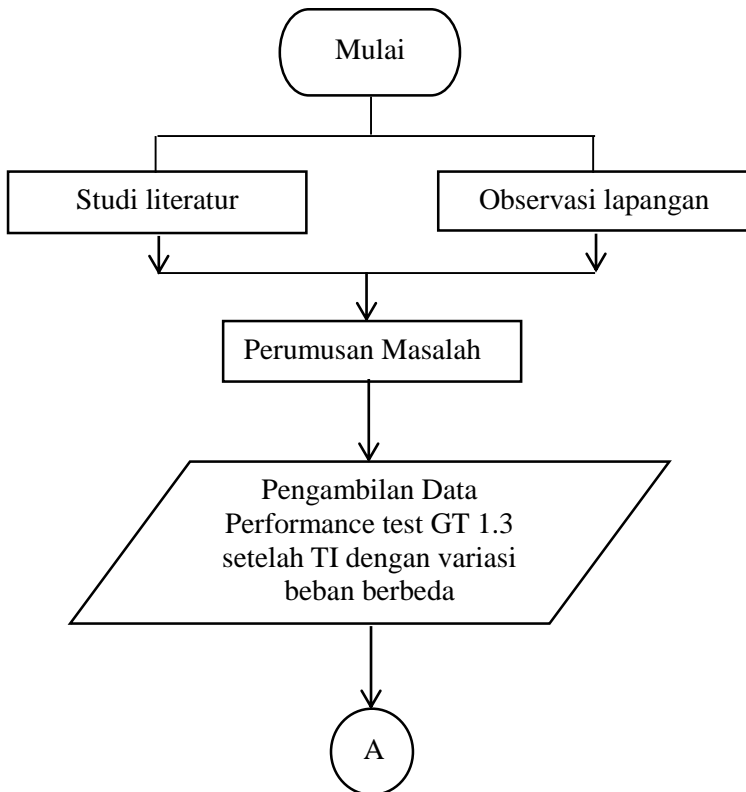
#### 7. Shut Down Maintenance

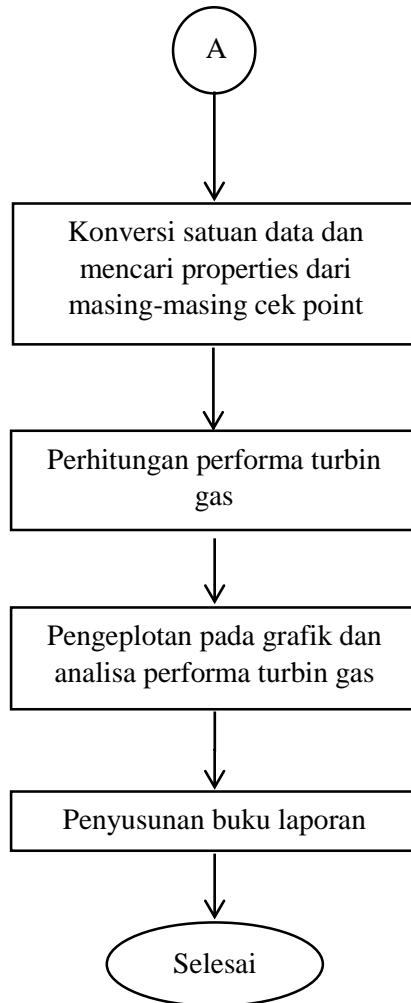
Shut Down adalah kegiatan perawatan yang dilakukan terhadap peralatan yang sengaja dihentikan pengoperasiannya. Shutdown maintenance pada turbine gas terdiri dari Boroscope Inspection, Combustion Inspection, Hot Gas Path Inspection dan Major Inspection.

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan empat tahap Yang digambarkan dalam diagram alir berikut :





### **3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir**

Tugas akhir Analisis termodinamika perbandingan unjuk kerja turbin gas PT PJB UP Gresik PLTGU GT 1.3 dengan variasi beban yang berbeda, dalam penyelesaian memiliki metode dan tahapan sebagai berikut :

#### **3.2.1 Observasi Lapangan**

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan pertama kali guna mengetahui permasalahan pokok yang nantinya mampu dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir. Turbin gas adalah topik yang dianalisis pada tugas akhir ini dan analisis dilakukan pada unjuk kerja dan operasi turbin gas secara termodinamika

#### **3.2.2 Studi Literature**

Setelah melakukan observasi dan identifikasi lapangan, topik selanjutnya dikaji ulang untuk memastikan bahwa topik relevan dijadikan penelitian tugas akhir. Studi literature merupakan pengkajian topik tugas akhir yang sebelumnya didapat dari observasi lapangan.

Pengkajian ini meliputi studi pustaka yang berkaitan dengan turbin gas yang diperoleh dari berbagai sumber seperti gas turbine oleh V.Ganesan, fundamental of engineering thermodynamics oleh Michael J. moran dan Howard N. Shapiro, Fundamental of Thermodynamics oleh Claus Borgnake dan Richard E. Sonntag, dan beberapa sumber lain. Selain itu juga dikaji berdasarkan penelitian terdahulu.

#### **3.2.3 Perumusan Masalah**

Setelah melakukan observasi pada PLTGU PT PJB UP Gresik dan melakukan berbagai studi literature, maka selanjutnya adalah merumuskan masalah dengan topik dan objek penelitian tugas akhir turbin gas PLTGU GT 1.3. Tugas akhir ini mengangkat masalah bagaimana perbandingan unjuk kerja turbin gas dan efisiensi siklus turbin gas secara termodinamika dengan variasi beban yang berbeda.

### **3.2.4 Pengumpulan Data**

Pada tahap ini, data dikumpulkan dari sumber informasi analisis unjuk kerja GT 1.3 yang ada pada PLTGU PT. PJB UP Gresik

### **3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties**

Pada tahap ini dilakukan konversi data-data yang telah dikumpulkan ke dalam satuan yang umum digunakan untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara termodinamika pada tiap titik (cek point) untuk mendapatkan data properties yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung unjuk kerja turbin gas pada sub bab selanjutnya.

### **3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas**

Setelah didapatkan data properties pada masing-masing titik. Maka selanjutnya adalah perhitungan performa turbin gas dengan menggunakan data properties. Perhitungan performa tersebut antara lain kerja turbin, kerja kompresor, kerja bersih, konsumsi bahan bakar, efisiensi turbin gas, efisiensi kompresor, dan efisiensi siklus.

### **3.2.7 Pengeplotan pada Grafik dan Analisa**

Setelah didapatkan data performa turbin gas. Selanjutnya data-data tersebut disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Pengeplotan ini berguna untuk mempermudah pembacaan dan analisa perbandingan performa turbin gas pada berbagai beban.

### **3.2.8 Penyusunan Buku Laporan**

Setelah itu dilakukan penyusunan buku tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat.



## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PERHITUNGAN**

Pada bab ini akan dijelaskan langkah-langkah perhitungan unjuk kerja turbin gas dan hasil perbandingan performa turbin gas dengan variasi beban yang berbeda, dengan menggunakan:

1. Data kerja dari Turbin gas 1.3 PT. PJB UP Gresik
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari gas turbin 1.3 dengan beban 50 MW, 100 MW, dan beban maksimal
3. Data yang diambil merupakan data beban setelah inspeksi turbin.

#### **4.1 Data Hasil Pengamatan**

Setelah dilakukan pengamatan di *plant* didapatkan data dan blok diagram turbin gas PLTGU blok 1.3 seperti pada lampiran.

#### **4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik dengan variasi beban berbeda.**

Pada sub bab ini akan dijabarkan cara perhitungan performa turbin gas GT 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi PLTGU blok GT 1.3 setelah *turbine inspection*, pada bulan November 2014 pada variasi beban 50 MW

##### **4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik**

Untuk mempermudah dalam melakukan perhitungan, sebaiknya kita mengetahui properties di tiap-tiap titik pada skema turbin gas. Adapun skema turbin gas itu sendiri serta data pengoprasiaannya adalah sebagai berikut:

Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi sebagai berikut:

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state*

2. Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik
3. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan
4. Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
5. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap state yang ada di dalam turbin gas.

Untuk properties yang diketahui pada beban 50 MW setelah turbine inspection GT 1.3 bisa dilihat pada tabel di bawah ini. Dari tabel tersebut kita bisa mencari properties untuk setiap stage yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

Tabel 4.1 Data Operasi sesudah TI. GT 1.3

<b>Input</b>	<b>Value</b>	<b>Unit</b>
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,02	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,9	kNm <sup>3</sup> /h
HHV	1040,62	BTU/SCF
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	34	C
Tekanan masuk kompresor (P1)	14,7	psi
Temperatur keluar kompresor (T2)	364,33	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	8,53	Kg/cm <sup>2</sup>
Temperatur keluar turbin (T4)	490,33	C
Tekanan keluar turbin (P4)	1,0461	ata
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	10994	BTU/SCF
Specific Heat Combustion Product	1,30057	kJ/kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units* dan mengubah tekanan-tekanan yang diketahui (tekanan gauge) menjadi tekanan absolut, sebagai berikut:

Tabel 4.2 Data Operasi sesudah TI. GT 1.3 (Konversi)

<b>Input</b>	<b>Value</b>	<b>Unit</b>
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,02	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,9	kNm <sup>3</sup> /h
HHV	40998,126	kJ/kg
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	307	K
Tekanan masuk kompresor (P1)	101,33	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	637,33	K
Tekanan keluar kompresor (P2) (abs)	937,85	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	763,33	K
Tekanan keluar turbin (P4) (abs)	102,97	kPa
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	46029,6791	kJ/kg
Specific Heat Combustion Product	1,30057	kJ/kg.K

a. State 1

Pada state ini udara dari luar (udara ruangan/atmosfir) masuk melalui *inlet air filter* menuju ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 307 \text{ K}$$

$$P_1 = 101,33 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan

Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(300,47 \frac{kJ}{kg} - 320,58 \frac{kJ}{kg})}{(300 K - 320 K)} \times (307 K - 320 K) + 320,58 \frac{kJ}{kg} \\ &= 307,443 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 637,33 K$$

$$P_2 = 937,85 kPa$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(628,38 \frac{kJ}{kg} - 649,53 \frac{kJ}{kg})}{(620 K - 640 K)} \times (637,33 K - 640 K) + 649,53 \frac{kJ}{kg} \\ &= 646,706 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\begin{aligned}\frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_{2s} &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 307 \text{ K} \left(\frac{937,85}{101,33 \text{ kPa}}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 307 \text{ K} \times 1,888 \\ &= 579,764 \text{ K}\end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dan fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 50MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 13,1 ata dan tekanan keluar turbin sebesar 13,6 ata. Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}\text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2}\right) \times 100\% \\ &= \left(1 - \frac{13,1 \text{ ata}}{13,6 \text{ ata}}\right) \times 100\% \\ &= (1 - 0,963) \times 100\% \\ &= 3,676 \%\end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar  $P_3$  dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\begin{aligned}\text{Pressure drop} &= \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \\ 0,03676 &= \frac{(937,85 \text{ kPa} - P_3)}{937,85 \text{ kPa}}\end{aligned}$$

$$0,03676 \times 937,85 \text{ kPa} = 937,85 \text{ kPa} - P_3$$

$$34,475 \text{ kPa} = 937,85 \text{ kPa} - P_3$$

$$P_3 = 903,374 \text{ kPa}$$

Setelah didapatkan nilai  $P_3$ , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik,  $k = 1,3$  yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{T_3}{T_4} &= \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_3 &= T_4 \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 763,33 \text{ K} \left( \frac{903,374 \text{ kPa}}{102,97 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ &= 763,33 \text{ K} \times 1,650 \\ &= 1259,98 \text{ K} \end{aligned}$$

Dengan  $Cp_{\text{combustion product}} = 1,30057 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$  dan  $h = Cp \times T_3$  maka:

$$\begin{aligned} h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\ &= 1,30057 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times 1259,98 \text{ K} \\ &= 1638,69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

#### d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

Dengan  $Cp_{combustion\ product} = 1,30057 \frac{kJ}{kgK}$  dan  $h = Cp \times T_3$  maka:

$$T_4 = 763,33\ K$$

$$h_4 = Cp_{combustion\ product} \times T_4$$

$$= 1.30057 \frac{kJ}{kg\ K} \times 763,33\ K$$

$$= 992,764 \frac{kJ}{kg}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$T_{4s} = T_3 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$= 1259,98\ K \left( \frac{101,33\ kPa}{937,85\ kPa} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$= 1259,98\ K \times 0,529$$

$$= 666,529\ K$$

#### 4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas

##### a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan  $\dot{W}_{kompresor}$  pada beban 50 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 50 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari  $\dot{m}_{udara}$  maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{udara} = A/F \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari  $\dot{m}_{bb}$  maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahan bakar}}$$

Berdasarkan pengujian komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 1,47 \text{ Psia} \\ \rho_{bb} &= SG \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0,60248 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Harga properties bahan bakar (natural gas) dan udara yang digunakan pada perhitungan ini, dapat dilihat pada tabel 4.3

Tabel 4.3 Data properties natural gas dan udara

Input	k	P	Cp	Cv
Udara	1,4	1,2	1,01	0,718
Natural Gas	1,3	0,9	2,4	1,85
Unit		Kg/m <sup>3</sup>	kJ/kg.K	kJ/kg.K

Data harga properties tersebut diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran.

Dari hasil perhitungan  $\rho_{bb}$  maka haraga  $\dot{m}_{bb}$  dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:



$$\begin{aligned}
\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\
&= 19,9 \frac{kNm^3}{h} \times 0,722976 \frac{kg}{m^3} \times \frac{h}{3600s} \times \frac{1000}{k} \\
&= 3,9964 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan  $\dot{m}_{udara}$  dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
W_{GTnett} &= (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses} \\
\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= (\dot{m}_{fuel\ gas} + \dot{m}_{udara})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{udara}(h_2 - h_1) \\
&\quad - \text{Mech Losses} \\
\frac{50,02\ MW}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F}\right) \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1) \\
&\quad - ML \\
\frac{50,02\ MW}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] 3,996 \frac{kg}{s} \left(1638,69 \frac{kJ}{kg} - 992,764 \frac{kJ}{kg}\right) \\
&\quad - \left(\frac{A}{F}\right) 3,996 \frac{kg}{s} \left(646,706 \frac{kJ}{kg} - 307,443 \frac{kJ}{kg}\right) \\
&\quad - 1100\ kW \\
50678,82\ kW &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] 2581,12 \frac{kJ}{s} - \left(\frac{A}{F}\right) 1355,694 \frac{kJ}{s} \\
&\quad - 1100\ kW \\
50678,82\ kW &= 1481,12 \frac{kJ}{s} + 1225,426 \frac{kJ}{s} \times \left(\frac{A}{F}\right) \\
\left(\frac{A}{F}\right) &= \frac{50678,82 \frac{kJ}{s} - 1481,12 \frac{kJ}{s}}{1225,426 \frac{kJ}{s}} \\
\left(\frac{A}{F}\right) &= 40,142
\end{aligned}$$

Harga dari *mecahnical losses* didapatkan dari data *heat balance* turbin gas blok 1.3 dengan nilai 1100 kW (data dapat dilihat pada lampiran).

Dari hasil perhitungan ( $A/F$ ) maka haraga  $\dot{m}_{udara}$  dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\ &= 40,142 \times 3,9964 \frac{kg}{s} \\ &= 160,428 \frac{kg}{s}\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga  $\dot{W}_{kompresor}$  dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 160,428 \frac{kg}{s} \left( 646,706 \frac{kJ}{kg} - 307,443 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 54427,3748 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

#### **b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin**

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.3 dengan beban 50 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\ &= \left( 160,428 \frac{kg}{s} + 3,9964 \frac{kg}{s} \right) \\ &\quad \times \left( 1638,69 \frac{kJ}{kg} - 992,764 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 106206,199 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

### c. Daya Netto yang Dihasilkan Turbin

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan kerja kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor} \\ &= 106206,199 \frac{kJ}{s} - 54427,3748 \frac{kJ}{s} \\ &= 51778,824 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

### d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.3 dengan beban 50 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}SCF &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\ &= \frac{3,9964 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{51778,824 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,2778 \frac{kg}{kWh}\end{aligned}$$

### e. Back Work Ratio (BWR)

*Back work ratio* adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}Back\ work\ ratio &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\ &= \frac{54427,3748 \frac{kJ}{s}}{106206,199 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,51246\end{aligned}$$

**f. Efisiensi Turbin**

$$\begin{aligned}
 \eta_{turbin} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1259,98 \text{ K} - 763,33 \text{ K}}{1259,98 \text{ K} - 666,529 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 83,688 \%
 \end{aligned}$$

**g. Efisiensi Kompresor**

$$\begin{aligned}
 \eta_{kompresor} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\
 &= \frac{579,764 \text{ K} - 307 \text{ K}}{637,33 \text{ K} - 307 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 82,573 \%
 \end{aligned}$$

**h. Efisiensi Siklus**

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin ( $Q_{in}$ ). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\
 &= 46029,6791 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 3,9964 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 183955,3417 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \eta_{siklus} &= \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \% \\
 &= \frac{51778,824 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{183955,3417 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \times 100 \% \\
 &= 28,147 \%
 \end{aligned}$$

#### **4.2.3 Perhitungan Properties dan Performa Turbin Gas dengan Variasi Beban dalam Bentuk Tabel**

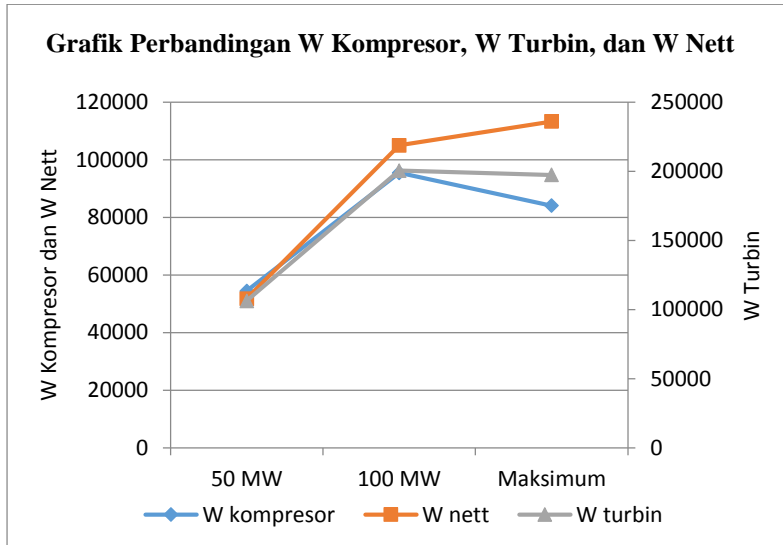
Data operasi dengan variasi beban dapat dilihat pada lampiran. Dengan mengacu pada data operasi maka kita menerapkan cara yang sama seperti sub bab 4.2.1, hasil perhitungan performa untuk variasi beban yang berbeda dapat disederhanakan dalam bentuk tabel untuk mempermudah dalam pembacaan dan perbandingan. Tabel performa turbin gas dengan variasi beban berbeda dapat dilihat pada lampiran.

#### **4.3 Hasil Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik dengan variasi beban berbeda.**

Perhitungan performa turbin gas pada GT 1.3 dengan berbagai variasi beban dapat dilihat pada sub bab sebelumnya. Di dalam sub bab tersebut dapat dilihat perbedaan efisiensi, perbedaan kerja, dan perbedaan konsumsi bahan bakar di setiap bebannya. Selanjutnya, untuk memudahkan dalam melihat perbandingannya maka akan disajikan hasilnya dalam bentuk grafik sebagai berikut.

### 4.3.1 Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



**Gambar 4.1** Grafik Perbandingan Daya Kompresor, Daya Turbin, dan Daya Bersih

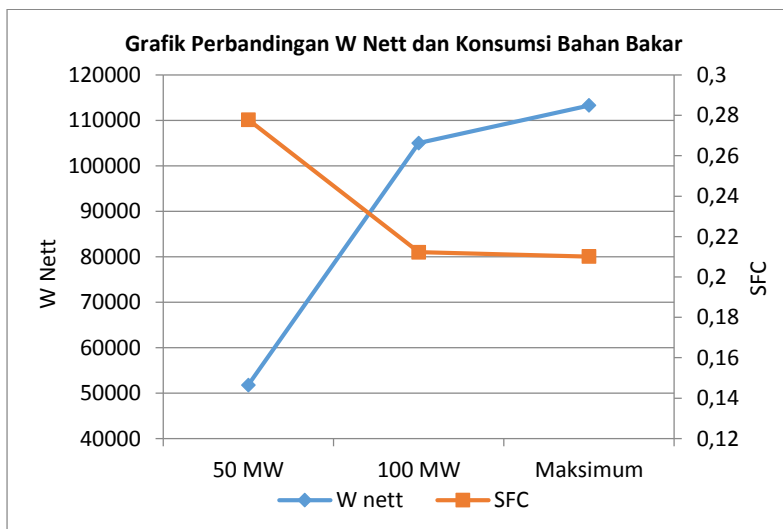
Hasil grafik perbandingan kerja di atas menunjukkan bahwa:

- Daya kompresor pada beban 50 MW adalah sebesar 54.000 kJ/s
- Daya kompresor pada beban 100 MW naik menjadi 95.000 kJ/s
- Daya kompresor pada beban maksimum turun menjadi 84.000 kJ/s
- Daya turbin gas pada beban 50 MW adalah sebesar 106.000 kJ/s
- Daya turbin gas pada beban 100 MW naik menjadi 200.000 kJ/s

- Daya turbin gas pada beban maksimum turun menjadi 197.000 kJ/s
- Daya bersih pada beban 50 MW adalah sebesar 51.000 kJ/s
- Daya bersih pada beban 100 MW naik menjadi 105.000 kJ/s
- Daya bersih pada beban maksimum naik menjadi 113.000 kJ/s

#### 4.3.2 Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC (Specific Fuel Consumption) pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



**Gambar 4.2** Grafik Perbandingan antara Daya Bersih dan SFC

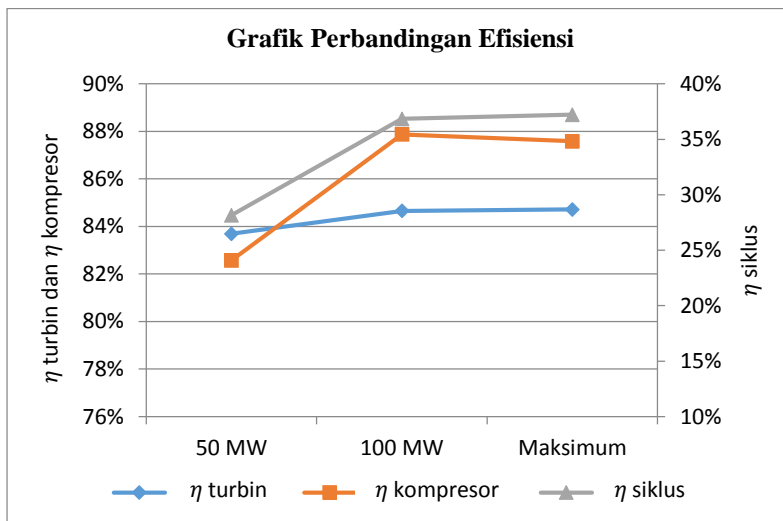
Hasil grafik perbandingan di atas menunjukkan bahwa:

- Daya bersih pada beban 50 MW adalah sebesar 51.000 kJ/s

- Daya bersih pada beban 100 MW naik menjadi 105.000 kJ/s
- Daya bersih pada beban maksimum naik menjadi 113.000 kJ/s
- SFC pada beban 50 MW adalah sebesar 0,27 kg/kWh
- SCF pada beban 100 MW turun menjadi 0,212 kg/kWh
- SFC pada beban maksimum menjadi 0,21 kg/kWh
- Konsumsi spesifik bahan bakar terbaik terdapat pada beban kerja maksimum.

#### 4.3.3 Perbandingan Efisiensi pada tiap Beban

Untuk mempermudah pembacaan kita bisa lihat pada grafik berikut:



**Gambar 4.3** Grafik Perbandingan Efisiensi pada Tiap Beban

Hasil grafik perbandingan di atas menunjukkan bahwa:

- Efisiensi kompresor pada beban 50 MW adalah sebesar 24,5 %
- Efisiensi kompresor pada beban 100 MW naik menjadi 35,5 %



- Efisiensi kompresor pada beban maksimum turun menjadi 87,5 %
- Efisiensi turbin pada beban 50 MW adalah sebesar 83,7 %
- Efisiensi turbin pada beban 100 MW naik menjadi 85,6 %
- Efisiensi turbin pada beban maksimum naik menjadi 84,7 %
- Efisiensi siklus pada beban 50 MW adalah sebesar 28,14 %
- Efisiensi siklus pada beban 100 MW naik menjadi 36,8 %
- Efisiensi siklus pada beban maksimum naik menjadi 37,2 %
- Efisiensi tertinggi pada kompresor dan turbin terjadi pada beban maksimum dan beban 100 MW
- Efisiensi tertinggi pada siklus terjadi pada beban maksimum

*halaman ini sengaja dikosongkan*

## Lampiran 1 : Tabel Konversi Satuan

(sumber : Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag.2009.  
"Fundamentals of Thermodynamics". Seventh Edition)

TABLE A.1

## Conversion Factors

<b>Area (A)</b>	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
<b>Conductivity (k)</b>	
$1 \text{ W/m}\cdot\text{K} = 1 \text{ J/s}\cdot\text{m}\cdot\text{K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{R} = 1.730735 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
<b>Density (<math>\rho</math>)</b>	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
<b>Energy (E, U)</b>	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$	$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.18681 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	
<b>Force (F)</b>	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N (1 kgf)}$	
<b>Gravitation</b>	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
<b>Heat capacity (<math>C_p</math>, <math>C_v</math>, <math>C</math>), specific entropy (s)</b>	
$1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm}\cdot^\circ\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.315098 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 = 3.15098 \text{ W/m}^2$

# Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

Conversion Factors

<b>Heat-transfer coefficient (<i>h</i>)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> ·K = 0.176 11 Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°R	1 Btu/h·ft <sup>2</sup> ·°R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> ·K
<b>Length (<i>L</i>)</b>	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
<b>Mass (<i>m</i>)</b>	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 <sup>-5</sup> kg	1 ton = 2000 lbm
<b>Moment (torque, <i>T</i>)</b>	
1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
<b>Momentum (<i>mV</i>)</b>	
1 kg·m/s = 7.232 94 lbfm·ft/s = 0.224809 lbf·s	1 lbfm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
<b>Power (<i>Q̇</i>, <i>Ẇ</i>)</b>	
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf·ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
<b>Pressure (<i>P</i>)</b>	
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m·s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
1 atm = 101.325 kPa	= 29.921 in. Hg [32°F]
= 1.01325 bar	= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
= 760 mm Hg [0°C]	
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa	
<b>Specific energy (<i>e</i>, <i>u</i>)</b>	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.98907 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg
	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm

# Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

Conversion Factors

<b>Specific kinetic energy (<math>\frac{1}{2} V^2</math>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 25037 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 m·g <sub>sat</sub> = 9.80665 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft·g <sub>sat</sub> = 1.0 lbf·ft/lbm
= 4.21607 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume (<math>v</math>)</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.01846 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature (<math>T</math>)</b>	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK = 273.15	TF = TR = 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
$\bar{R} = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$	$\bar{R} = 1.98589 \text{ Btu/lbmol}\cdot\text{R}$
= 1.98589 kcal/kmol·K	= 1545.36 lbf·ft/lbmol·R
= 82.0578 atm·L/kmol·K	= 0.73024 atm·ft <sup>3</sup> /lbmol·R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )·ft <sup>3</sup> /lbmol·R
<b>Velocity (<math>V</math>)</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume (<math>V</math>)</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

## Lampiran 2 : Tabel Properties pada Udara (Ideal)

(sumber : Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2006. "Fundamental of Engineering Thermodynamics". Fifth Edition.)

**TABLE A-22** Ideal Gas Properties of Air

$T(K), h \text{ and } u(kJ/kg), s^{\circ} (kJ/kg \cdot K)$											
$T$	$h$	$u$	$s^{\circ}$	when $\Delta s = 0^1$		$T$	$h$	$u$	$s^{\circ}$	when $\Delta s = 0$	
				$p_r$	$v_r$					$p_r$	$v_r$
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.44	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1.  $p_r$  and  $v_r$  data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

## Lampiran 2 (Lanjutan)

TABLE A-22 (Continued)

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0 <sup>1</sup>		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p <sub>r</sub>	v <sub>r</sub>					p <sub>r</sub>	v <sub>r</sub>
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

**Lampiran 3 : Perhitungan Properties di Tiap Titik pada GT 1.3**

No.	Beban	Titik	Tekanan (P)	Temperatur (T)	Enthalpy (h)
1	50 MW	1	101,33	307	307,443
2		2	937,85	637,33	646,706
3		3	903,374	1259,98	1638,69
4		4	102,97	763,33	992,764
5	100 MW	1	101,33	307	307,443
6		2	1304,625	682,67	694,93
7		3	1256,666	1391,77	1810,09
8		4	102,97	781,33	1016,174
9	Maksimum	1	101,33	307	307,443
10		2	1336,987	689	701,735
11		3	1287,839	1419,98	1846,78
12		4	102,97	792,67	948,968
Satuan Unit			K	kPa	kJ/kg



**Lampiran 4 : Tabel Performa GT 1.3**

PARAMETER	SATUAN	NIALI PERFORMA		
		50 MW	100 MW	Maksimum
Power Product	MW	50,02	102,56	110,74
T2s	K	579,764	637,102	641,578
T4s	K	666,529	670,651	679,471
m fuel	kg/s	3,996	6,191	6,613
m air	kg/s	160,428	246,280	213,221
Kerja kompresor	kJ/s	54427,375	95430,286	84071,423
Kerja turbin	kJ/s	106206,200	200441,127	197370,005
W nett	kJ/s	51778,825	105010,841	113298,582
SFC	kg/kWh	0,278	0,212	0,210
Efisiensi turbin	%	83,688%	84,652%	84,713%
Efisiensi kompresor	%	82,573%	87,870%	87,586%
Efisiensi siklus	%	28,147%	36,847%	37,220%
Qin	kJ/s	183955,342	284992,120	304404,493

## Lampiran 5 : Tabel Properties pada Berbagai Gas

(sumber : Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993 ASHRAE, Handbook of Fundamentals.)

**TABLE A – 1**

Molar mass, gas constant, and critical-point properties

Substance	Formula	Molar mass, <i>M</i> kg/kmol	Gas constant, <i>R</i> kJ/kg · K*	Critical-point properties		
				Temperature, K	Pressure, MPa	Volume, m <sup>3</sup> /kmol
Air	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Ammonia	NH <sub>3</sub>	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argon	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benzene	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromine	Br <sub>2</sub>	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Carbon monoxide	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Carbon tetrachloride	CCl <sub>4</sub>	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Chlorine	Cl <sub>2</sub>	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Chloroform	CHCl <sub>3</sub>	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Dichlorodifluoromethane (R-12)	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Dichlorofluoromethane (R-21)	CHCl <sub>2</sub> F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Ethyl alcohol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Ethylene	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helium	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hydrogen (normal)	H <sub>2</sub>	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Krypton	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Methane	CH <sub>4</sub>	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Methyl alcohol	CH <sub>3</sub> OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Methyl chloride	CH <sub>3</sub> Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Neon	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrogen	N <sub>2</sub>	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Nitrous oxide	N <sub>2</sub> O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxygen	O <sub>2</sub>	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propylene	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Sulfur dioxide	SO <sub>2</sub>	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Tetrafluoroethane (R-134a)	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Trichlorofluoromethane (R-11)	CCl <sub>3</sub> F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Water	H <sub>2</sub> O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Xenon	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

\*The unit kJ/kg · K is equivalent to kPa · m<sup>3</sup>/kg · K. The gas constant is calculated from  $R = R_u/M$ , where  $R_u = 8.31447$  kJ/kmol · K and  $M$  is the molar mass.

Source: K. A. Kobe and R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; and ASHRAE, *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), pp. 16.4 and 36.1.

## Lampiran 5 (Lanjutan)

(sumber :Gordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics, English/SI Version, 3rd edition.*)

**TABLE A-2**

Ideal-gas specific heats of various common gases

(a) At 300 K

Gas	Formula	Gas constant, $R$ kJ/kg · K	$C_p$ kJ/kg · K	$C_v$ kJ/kg · K	$k$
Air	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	$C_4H_{10}$	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon dioxide	$CO_2$	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon monoxide	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Ethane	$C_2H_6$	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	$C_2H_4$	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	$H_2$	4.1240	14.307	10.183	1.405
Methane	$CH_4$	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	$N_2$	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octane	$C_8H_{18}$	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	$O_2$	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	$C_3H_8$	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	$H_2O$	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Note: The unit kJ/kg · K is equivalent to kJ/kg · °C.

Source: *Chemical and Process Thermodynamics* 3/E by Kyle, B. G., © 2000. Adapted by permission of Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, NJ.

## Lampiran 6 : Spesifikasi Turbin Gas yang digunakan

### MITSUBISHI MW-701D GAS TURBINE SPECIFICATION



#### 1. Major Items for Gas Turbine Power Station

##### (1) Gas Turbine

Type	: Open Simple Cycle Single Shaft MW-701D
Speed	: 3,000 rpm
Capacity	: 144,000kw
Design base :	
Inlet Air Temp	: 5 ° C
Atmospheric	
Pressure	: 1,033 kg/cm3abs
Relative Humidity	: 60%
Fuel	: Light Oil or City Gas *Light Oil Specific Gravity:0.83 HHV:10,800kcal/kg *City Gas Specific Gravity:0.847 (kg/m3N) HHV:11,000kcal/kg
NOx Control	: Water Injection + High Temp. Nox Denitration NOx Limited Value G/T Outlet :not more than 50ppm (at O2-16%) Denitration Outlet :not more than 20ppm (at O2-16%)

##### (2) Generator

Type	: Synchronous Rotating Field Type Three Phase Synchronous Generator
Rating Item:	
Apparent Output	: 160,000KVA (at 5 ° C)
Power Factor	: 90%
Relative Output	: 144,000kw
Terminal Voltage	: 15,000V
Frequency	: 50Hz
No. of Pole, Speed	: 2 pole, 3,000rpm
Cooling Method	: Open Air Cooling
Insulation	: Class F
Excitor	: Brushless Type using Silicon Rectifier and AC excitor Coupled with the Generator



## Lampiran 6 (Lanjutan)

### 3.Design Performance and Environmental Performance of the Type MW-701 D Gas Turbine:

Table 1. Guaranteed Output Capacity and Thermal Efficiency

Ambient Temp. (° C)		5	15	33
Generator Out-Put (MW)	Extent of mixed combustion of light oil and city gas	144	136	121
Thermal efficiency at Generator Terminal	50 % mixed combustion of light oil and city gas	---	more than 29.9	----

(note 1) Atmospheric Pressure :1.033ata Relative Humidity: 60%

(note 2) Fuel Characteristics :according to"Chapter 1,Section 4, Design Criteria"

(note 3) Light Oil : HHV/LHV=1.062

City Gas : HHV/LHV=1.104

#### (2) Auxiliary Power Ratio:

50% mixed combustion of light oil and city gas at 15 ° C

Auxiliary Power Ratio at the Power Station : less than 3%

#### (3) Environmental Performance:

NOx , SOx and Dust at the outlet of chimney:

Table 2: Environmental Performance

Item		Emission Density	Emission Volume	Remarks
NOx	G/T Outlet	50ppm	80m3N/h	equivalent at 16%O2
	Denitrator Outlet	20ppm	32m3N/h	equivalent at16%O2 and less than 10ppm leak ammonia
	SOx	29ppm	37m3N/h	
	Dust	5mg/m3N	8kg/h	equivalent at 16%O2

### 4.History of Inspection:

(1) Commencement of Operation : July,1992

(2) Official Inspection;

1st Official Inspection :April,1993

2nd --- " ---- : May,1995

3rd --- " ---- : March,1998

(3) Measure Overhaul:

To change G/T 1st Stage Stationary Blade (27pcs out of 60pcs)

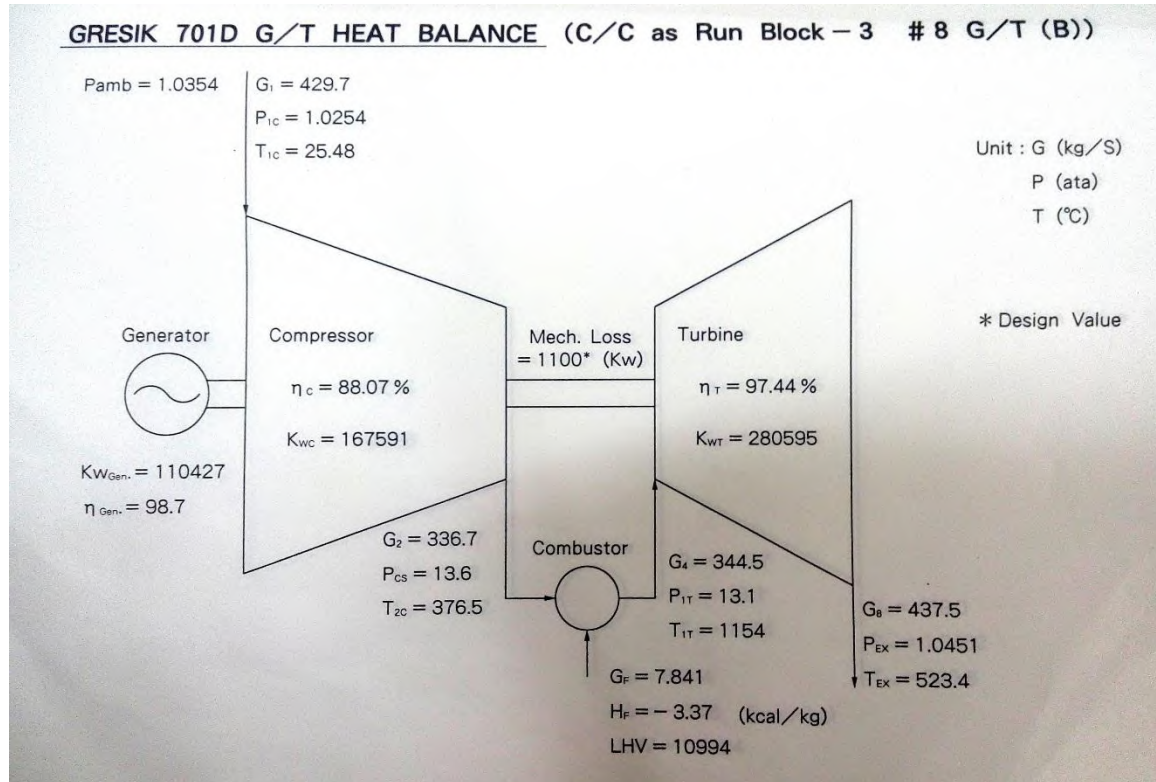
: 1995

(4) Measure Accident: None





## Lampiran 7 : Diagram Heat Balance





## KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisis performa turbin gas blok GT 1.3 dengan variasi beban pada bab IV dapat diambil kesimpulan yang berkaitan dengan pengaruh variasi beban terhadap performa dari turbin gas blok GT 1.3 pada PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik.

Kesimpulan yang bisa di dapatkan dari perhitungan dan analisis bab IV adalah sebagai berikut :

1. Efisiensi siklus pada beban 50 MW adalah sebesar 28%. Efisiensi siklus pada beban 100 MW naik menjadi 36,8%. Efisiensi siklus pada beban maksimum (100 MW) naik menjadi 37,2%. Efisiensi siklus tertinggi terjadi pada beban maksimum dan efisiensi siklus terendah terjadi pada beban kerja 50 MW.
2. SFC pada beban 50 MW adalah sebesar 0,27 kg/kWh. SFC pada beban 100 MW naik menjadi 0,212 kg/kWh. SFC pada beban maksimum (110 MW) turun menjadi 0,21 kg/kWh. SFC paling tinggi terdapat pada beban kerja 50 MW dan SFC terendah terdapat pada beban kerja maksimum.
3. Performa turbin paling baik terdapat pada beban kerja maksimum (100 MW). Dengan adanya penurunan SFC dan peningkatan efisiensi dari siklus, maka akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya.

## DAFTAR PUSTAKA

1. ASHRAE, 1993. *“Handbook of Fundamentals Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers”*, Inc. Atlanta, GA: American
2. Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag. 2009. *“Fundamental of Thermodynamics”*. Seventh Edition. John Wiley & Sons Inc. United States of America
3. Gordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag. 1986. *“Fundamentals of Classical Thermodynamics”*, English/SI Version, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York
4. Investment, Inisiator Aceh Power. *“Gas Turbine System”*. 3 Maret 2014. [http://academia.edu/67779375/Turbine\\_Gas.html](http://academia.edu/67779375/Turbine_Gas.html)
5. Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2006. *“Fundamental of Engineering Thermodynamics”*. Fifth Edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom.
6. Onni, *Macam-macam Turbin*, <http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2011/08/20110803-042533.jpg>
7. \_\_\_\_\_, *Gas Turbine Driven Generator*, <http://blogs.itb.ac.id/el2244k0112211057rianedicalahyanto/2013/04/27/gas-turbin-driven-generator/>
8. \_\_\_\_\_, *Gas Turbine SGT-700*, [http://www.energy.siemens.com/nl/pool/hq/power-generation/gas-turbines/SGT-700/images/SGT-700\\_Schnittzeichnung.jpg](http://www.energy.siemens.com/nl/pool/hq/power-generation/gas-turbines/SGT-700/images/SGT-700_Schnittzeichnung.jpg)

## BIODATA PENIULIS



Penulis lahir di Kabupaten Nganjuk pada tanggal 12 Januari 1996, dari pasangan Bapak Kaso Mustamin dan Ibu Puji Astutik. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Aisyah Padaelo, SD Negeri 1 Tanete Rilau Barru, SMP Negeri 3 Tanete Rilau Barru, dan lanjut ke jenjang pendidikan pada tingkat SMA Negeri 1 Tanete Rilau Barru.

Pada tahun 2013 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2113 030 051. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi pengurus dalam Organisasi Kepengurusan Himpunan Mahasiswa Diploma Mesin (HMDM) periode 2014/2015 serta ikut andil pada Kepengurusan BEM FTI ITS periode 2014/2015 dan 2015/2016. Kegiatan yang pernah diikuti penulis diantaranya GERIGI (Generasi Integralistik) ITS (2013), Pendamping Keilmiah FTI ITS (2014), Leadership and Organizing Training 1 (2014), Leadership and Organizing Training 2 (2015). PT. PJB UBJOM Tanjung Awar-Awar merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih 1 bulan pada tahun 2015.

Alamat email : doni.iqhram@gmail.com